

О. В. Орисенко, А. І. Криворот, М. В. Шаповал, І. А. Рогозін

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЖОРСТКОСТІ ПРУЖИННОГО ТА ПНЕВМАТИЧНОГО ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ OPEL VIVARO

Анотація. В роботі досліджено жорсткісні характеристики пружинного та пневматичного елементів підвіски автомобіля категорії N1 Opel Vivaro. Актуальність теми зумовлена необхідністю підвищення плавності ходу транспортного засобу, що має безпосередній вплив на комфорт і безпеку водія та пасажирів. Особлива увага приділена порівнянню традиційної гвинтової пружини та пневматичного елемента типу рукав закручування, як альтернативних варіантів елементів підвіски при модернізації задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro. Проведено аналіз чинних нормативів щодо впливу вібрації на людину (ДСТУ, ISO, EN тощо), а також розглянуто фізіологічні критерії оцінки плавності ходу автомобіля. Встановлено, що оптимальна жорсткість підвіски повинна забезпечувати мінімізацію вертикальних прискорень кузова, відповідно до гранично допустимих порогів вібраційного навантаження. Методично дослідження базується на навантаженні пружного елемента за допомогою зовнішніх сил, які при дослідженні створюються гідравлічним домкратом із вмонтованим манометром, де зміна жорсткості розглядається як функція тиску, висоти та ефективної площі робочих елементів. Усі вихідні параметри були отримані експериментальним шляхом. Встановлено, що для металевого і пневматичного пружного елементів залежність сили пружності від деформації в межах робочого ходу описується параболічним законом. Було проведено апроксимацію отриманих даних за квадратичною регресією з високою точністю, про що свідчать значення коефіцієнту детермінації R^2 . У результаті порівняльного аналізу встановлено, що пневматичний елемент має змінну жорсткість, яка забезпечує кращу адаптацію підвіски до умов руху. Це дозволяє покращити плавність ходу, зменшити прискорення що передаються на кузов та забезпечити регулювання висоти автомобіля залежно від навантаження. Металевий елемент має простішу конструкцію, але поступається за створюваним рівнем комфорту для водія та пасажирів, особливо при змінних навантаженнях і в процесі старіння металу. Отримані результати можуть бути використані при модернізації існуючих транспортних засобів, а також у розробці нових конструкцій підвісок із використанням адаптивних пневматичних систем. Застосування пневматичних елементів особливо доцільне для транспортних засобів, де комфорт, стабільність і гнучкість у налаштуванні ходової частини мають першочергове значення.

Ключові слова: металевий пружний елемент, пневматичний пружний елемент, коефіцієнт жорсткості, автомобіль Opel Vivaro, підвіска автомобіля.

Вступ

Дослідження забезпечення необхідної плавності руху транспортних засобів (ТЗ) (з точки зору мінімізації вертикальних прискорень і вібрацій, що діють на водія і пасажирів під час руху) власне і є основою проектування автомобільної підвіски, розпочате в кінці 1940-х років. Це знайшло відображення у виділенні в окремий розділ теорії динаміки транспортних засобів. Починаючи з 1970-х років, плавність руху автомобіля, що характеризується впливом вібрації ТЗ на водія та пасажирів, стала важливим фактором комфорту водіння, і це також відображено в законодавчій базі: системи стандартів охорони здоров'я, стандарти безпеки праці, наприклад ОСТ, ДСТУ, ISO, EN, FSSM.

З точки зору теорії руху ТЗ, можна створити критерій плавності руху, тобто показник для оцінки впливу коливань і вібрацій на організм людини шляхом кількісного визначення відповідних порогів гранично допустимих значень. І автомобілісти, і лікарі використовують такі показники та відповідні їм порогові рівні ще до формування відповідної нормативної бази, тобто так звані «фізіологічні» критерії плавності ходу ТЗ почали працювати над розвитком підвісок.

Паралельно проводилися теоретичні дослідження впливу вібрації на організм людини під час їздових досліджень в салоні автомобіля. На цьому етапі вже почали враховувати плавність руху та експлуатаційні вимоги.

Плавність ходу є однією з експлуатаційних характеристик і порівнюється з іншими елементами комфорту під час руху пов'язаними з мікрокліматом салону, зручністю управління, ергономікою та розташуванням сидінь, шумом транспорту тощо.

В даний час існує чотири основні категорії методик моделювання пневматичних пружин. Однією з таких моделей є термодинамічна модель, яка спирається на механічні та термодинамічні закони для опису фізичних явищ у системі підвіски.

Варіації об'єму пневматичної пружини визначаються за допомогою закону збереження енергії та маси. Крім того, варіації жорсткості пневмопружини прямо пропорційні її різній ефективній площі, так само, як її об'єм пропорційний висоті. При цьому вхідні параметри моделі часто збираються експериментальним шляхом. Ця категорія моделей зазвичай ігнорує поперечні характеристики пневмобалону і концентрується в основному на її вертикальних характеристиках.

Клас мембран моделей в першу чергу визначає жорсткість пневматичної пружини та інші відповідні характеристики, такі як варіації форми повітряного сильфона та пов'язану з цим втому пневматичної пружини, використовуючи характеристики матеріалу для визначення викривлення діафрагми.

В останніх дослідженнях, які проводилися в нашій країні, не було знайдено ні теоретичних ні експериментальних даних саме про зрівняння робочих процесів пружинної та пневматичної підвіски транспортних засобів категорії N1.

Тому виникає необхідність досліджень спрямованих на пружних елементів конкретного автомобіля.

Постановка проблеми. Аналіз процедур сертифікаційних випробувань та впровадження в українській автомобільній промисловості, а також відповідної законодавчої бази дозволяє виявити чинні законодавчі вимоги щодо комфорту (плавності руху), окрім чинних санітарних стандартів та правил. Національне управління безпеки дорожнього руху дотримуючись стандартів радянських часів, висунуло думку про прийнятні рівні вібрації на робочих місцях водіїв [1]. Справді, навіть порівняно з радянською епохою, коли обсяг національних випробувань для автобусів включав обов'язкові вимоги, такі як галузеві стандарти [2] для забезпечення нормативних стандартів щодо плавності пасажирських перевезень, наразі законодавчих норм не існує. Тому відсутні вимоги і для вітчизняних виробників автобусів щодо вдосконалення підвісок ТЗ з точки зору комфорту водіння (просто відбувається встановлення сидіння водія з власною вібропоглинаючою основою), а звичайним пасажиром встановлюють сидіння із мінімальним рівнем віброзахисту.

Існуючий нормативний наказ Мінтрансу про оцінку комфортності автобусів [3] ґрунтується на відповідному нормативному законі про міжнародну оцінку перевізників IRU, але не враховує вимог до плавності руху автобусів. У той же час в країнах ЄС ці вимоги враховані в автомобільній нормативній базі.

Фактично основою нормативної бази, що діє в ЄС та нашій країні для оцінки допустимого рівня вібраційного навантаження на тіло людини в транспортних засобах, є пороговий рівень ISO 2631 [4], який обмежений трьома критеріями:

1) Поріг зниження комфорту А. (можливість читати, писати, їсти);

2) Поріг В зниження продуктивності праці внаслідок втоми, який є межею працездатності водія, перевищення якого може викликати втому і суттєво погіршити безпеку руху;

3) Поріг значення максимально допустимого впливу вібрації С для забезпечення здоров'я та безпеки водія. Це відповідає приблизно половині рівня з появою відчуття болю.

Загалом, з огляду на інтенсивний розвиток нормативно-правової бази у сфері вібробезпеки за останні 15-20 років, слід зазначити, що стандарти в предметній галузі мають тенденцію структуруватись за трьома типами:

– стандарти типу А (базові), що формують загальні поняття та правила безпеки для вібраційних навантажень, вимірюваних значень, факторів впливу (включаючи значення корекції частоти для конкретних умов), а також загальні методи вимірювання та оцінки. Крім них, стандарти ISO 2631, ISO 5349-1 (включаючи і ДСТУ EN ISO 5349-1 [5]);

– стандарти типу В (повна група проблем вібраційної безпеки) визначають як вимірюються та оцінюються вібрації в конкретних умовах експлуатації, або в конкретних стандартах, зокрема: ISO

5349 1 (ДСТУ EN ISO 5349-1, частина 2); EN 14536 2003; ISO 2631-4; ISO 20643; EN 1032: 2003; ISO 10326-1;

– стандарти групи С стосуються кодів і методів тестування.

У той же час слід зазначити, що в частині частотного спектру, що розглядається, стандарти ISO 9611 та ISO 13332 фактично охоплюють лише шум з акцентом на дуже високих частотах та вібрацію з частотою вище за 20 Гц.

Огляд і аналіз історії виникнення дослідження вібрацій на ТЗ і нормативної бази у сфері оцінки плавності руху дозволяє констатувати, що дослідження у даному напрямку є актуальними. Також, при пересуванні ТЗ на рівень комфорту пасажирів, окрім плавності руху та вібрації, впливають ще й інші фактори, такі як шум, мікроклімат всередині автомобіля (вентиляція та опалення), властивості сидіння. Законодавчі та нормативні вимоги, чинні в Україні, ґрунтуються на відповідних національних або міжнародних стандартах, таких як ДСТУ, правила ЄЕК ООН. Нормативні вимоги щодо вібрації та допустимих порогових рівнів вібрації в Україні діють лише по відношенню до робочого місця водія у вигляді фактичних галузевих стандартів, тобто санітарних норм і правил. Обов'язок дотримання вимог стандарту ISO 2631-1, нещодавно прийнятого як ДСТУ, стосовно робочого місця водіїв у процесі сертифікації типів транспортних засобів не регулюється законодавством.

Метою роботи є проведення оригінального експериментального дослідження, а саме визначення жорсткості пружних елементів двох типів пружин: металевих та пневматичного рукава закріплення. Саме останній використовують при переобладнанні підвісок автомобілів категорії N1 Opel Vivaro.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвіска відіграє надзвичайно важливу роль в конструкції будь-якого транспортного засобу. Основними її складовими є пружні та вібропоглинаючі елементи, а також система тяг, які забезпечують з'єднання між шасі, віссю та колесами що контактують з дорогою. Основним призначенням підвіски є передача навантаження від транспортного засобу на опорну поверхню та забезпечення плавності його руху при подоланні нерівностей дорожнього покриття, яке супроводжується вібраціями та поштовхами. Також, крім виконання вказаних функцій підвіска відіграє важливу роль у забезпеченні стійкості автомобіля. Утримуючи шини в контакті з дорожнім покриттям, система підвіски (рис. 1) забезпечує стійкість до поперечного переміщення, хитаючі та перекидання. Це гарантує, що автомобіль залишається стійким і легким в управлінні за будь-яких умов руху, в тому числі під час різких маневрів або при несприятливих погодних умовах. Пружини в системі підвіски (рис. 1, а) поглинають удари, викликані нерівностями дороги, такими як горби або вибоїни, і забезпечують стабілізацію центра мас автомобіля. Тим часом амортизатори контролюють рух пружин і запобігають надмірному підстрибуванню автомобіля. Важелі з'єднують різні компоне-

нти системи підвіски і забезпечують розподіл ваги автомобіля на всі колеса для рівномірного контакту з опорною поверхнею [6].



а



б

Рис. 1. Підвіска: а – з пружинними елементами; б – з пневматичними елементами

Пневматична система (рис. 1, б) підвіски на відміну від пружинної (рис. 1, а) – це, по суті, тип підвіски, де пневматичні сильфони (пневматичні пружини), виготовлені в основному з армованої текстилем гуми, використовуються як основне або єдине віброізоляційне середовище. Пневмобалони заповнюються повітрям від повітряного компресора, що приводиться в дію двигуном внутрішнього згоряння або електричним приводом. Завдяки низькій власній частоті коливань пневматичні пружини забезпечують більш комфортну їзду і постійну висоту дорожнього просвіту незалежно від навантаження автомобіля [7].

Пневматична підвіска в основному використовувалася у вантажних ТЗ і автобусах, але за останнє десятиліття вона значно еволюціонувала до прецизійної системи з мікропроцесорним керуванням, що здатна виконувати свої функції на набагато краще, аніж звичайна пружинна підвіска. На відміну від металевих пружин, хід пневматичного пружного елемента підвіски не пропорційний її навантаженню, що дозволяє їй функціонувати як пружина і в той же час використовуватися для підйому та зниження дорожнього просвіту автомобіля. Пневматична підвіска може використовуватися з будь-якою системою амортизації, включаючи магнітореологічні адаптивні амортизатори (рис. 2) та стабілізатори поперечної стійкості змінної жорсткості. Крім того, пневматичні пружини можуть використовуватися незалежно від типу амортизаторів.

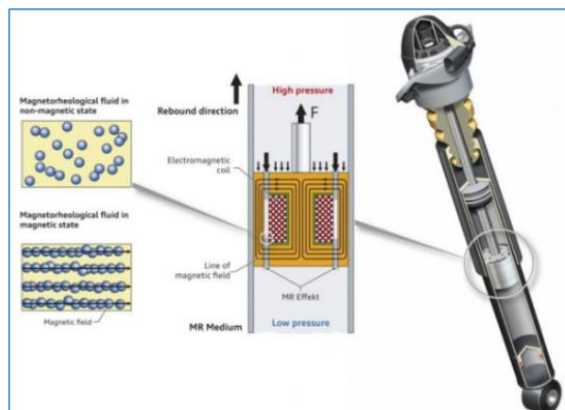


Рис. 2. Магнітореологічний адаптивний амортизатор

Пневматичні пружні елементи (пневматичну пружину) можна описати як еластомерний сильфон, який може розширюватися і стискатися для поглинання збуджених зовні вібрацій відповідно до кількості стисненого повітря, накачаного або вилученого з нього. Як показано на рис. 3, пневмопружини бувають різних розмірів і форм, наприклад, звивисті пневмобалони (одинарні, подвійні і потрійні) [8].

Структура звивистого пневмобалона включає тороподібний елемент, який постійно кріпиться до нього, що робить його більш піддатливим у бічному напрямку деформації. Конічний рукав забезпечує можливість ширшого регулювання висоти дорожнього просвіту та розроблений таким чином, що його можна встановити у місцях з обмеженим простором. Пневматична пружина з рукавом заковчування складається в основному з сильфона, поршня і верхньої пластини, яка в деяких випадках може змінюватися в залежності від деформації діафрагми, що додатково впливає на поперечну жорсткість пневматичної пружини [9].

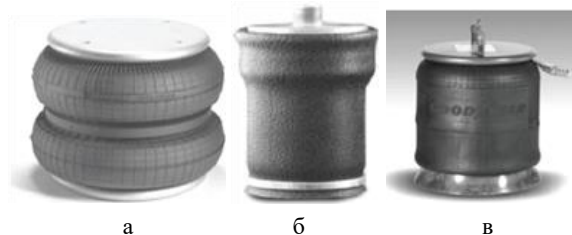


Рис. 3. Типи пневматичних пружин: а – подвійна звивина; б – конічна втулка; в – рукав заковчування

Таким чином, пневматична пружина з рухомою втулкою забезпечує поперечну гнучкість і регулювання висоти дорожнього просвіту для конкретних умов застосування. Різниця між конічними та рухомими рукавами полягає в їх можливості забезпечення висоти дорожнього просвіту, і вони розроблені для різних транспортних засобів [10]. Пневматичні пружини оцінюються на основі їх несучої здатності, яка безпосередньо пов'язана з ефективною площею поверхні (A_w) [11]. Внутрішній тиск пневматичної пружини (P_i) є основним визначальним фактором її власної частоти і жорсткості, що визначає загальну жорсткість пневмопідвіски (опорне зусилля, F), де

$F=P_i \times A_w$ [12]. Ефективна площа поверхні A_w визначається ефективним діаметром (d_w). Хоча моделювання пневматичних пружин значною мірою є аналогічним, відмінність їх застосування вимагає, щоб вони були різноманітними за конструкцією. Крім того, відмінність конструкції може вплинути на характеристики пружини. Яскравим прикладом є ефективна площа, яка є критичним параметром, що визначає кореляцію між внутрішнім тиском пневматичної пружини та силою пружинної пластини. Це може бути змінено зміщенням у деяких конструкціях, таких як пневматичні пружини з U-подібним сильфоном, де найнижча точка згину визначає ефективну площу, отже, впливає на жорсткість пружини (позитивно чи негативно) навіть при постійному внутрішньому тиску [13].

Основний матеріал

Для досліджень було вибрано підвіску автомобіля Opel Vivaro (рис. 4), як такого, що має високу масовість випуску та випускався в різних модифікаціях, наприклад, мікроавтобуси та фургони [14].

Випуск даних модифікацій розпочався в 1997 році, американська компанія General Motors уклала контракт з Renault на виробництво дещо модифікованого Renault Trafic першого покоління під власним брендом на заміну Isuzu Midi. Ця модель пропонувалася у Великобританії як Opel Vauxhall Arena, а в Бразилії як Chevrolet Space Van.



Рис. 4. Opel Vivaro III (з 2019 року і по теперішній час)

Було вирішено виконати оригінальне експериментальне дослідження, а саме провести визначення жорсткості двох типів пружних елементів: металевої пружини та пневматичного рукава закручування, який масово використовується при переобладнанні пружинної підвіски Opel Vivaro.

Під час проведення експериментальних досліджень використовувалися наступне обладнання:

- стенд для перевірки жорсткості пружних елементів автомобільної підвіски (рис. 5);
- домкрат гідравлічний;
- манометр гідравлічний;
- манометр пневматичний.

Процес дослідження виконувався так, спочатку було виміряно початкові лінійні розміри пружних елементів (для металевого пружного елемента – $l_0=350$ мм, для пневматичного пружного елемента $l_0=323$ мм) (рис. 6). Під час дослідів проводилося навантаження пружного елемента за допомогою гідравлічного домкрата з вмонтованим манометром.



Рис. 5. Стенд для перевірки жорсткості пружних елементів



Рис. 6. Визначення початкових лінійних розмірів пружних елементів

Лінійні розміри стискування знімалися через крок показника манометра у 0,2 МПа починаючи з 0,4 МПа (це початковий показник манометра). Виміри знімалися до тиску у 4 МПа (це максимальне значення показника манометра). Для того щоб перевести тиск у зусилля, яке необхідне для визначення коефіцієнта жорсткості, необхідно знати діаметр плунжера (в нашому випадку $d=28$ мм). Виміри для пневматичного пружного елемента проводилися до внутрішнього тиску у 0,25 МПа. Кількість повторів при проведенні дослідів за однакових умов дорівнювало трьом. Дані знятих характеристик жорсткості наведено у табл. 1 – 6.

Таблиця 1 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості металевого пружного елемента задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

№ пп	Показники тиску манометра p , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	0,4	246	350	350	350	350	82,1
2	0,6	369	351	348	350	350	1230,9
3	0,8	492	348	346	346	347	3774,7
4	1	615	343	342	342	342	7590,4
5	1,2	739	339	337	337	338	12062,6
6	1,4	862	335	333	333	334	16945,1
7	1,6	985	331	330	330	330	23304,7
8	1,8	1108	327	326	326	326	30648,9
9	2	1231	323	322	322	322	39388,2
10	2,2	1354	318	318	318	318	48291,5
11	2,4	1477	315	314	314	314	59082,2
12	2,6	1600	310	310	310	310	69339,6
13	2,8	1723	307	306	307	307	82140,7
14	3	1846	303	302	302	302	95393,2
15	3,2	1969	299	298	298	298	108973,9
16	3,4	2092	296	294	294	295	122759,8
17	3,6	2216	292	291	291	291	140320,3
18	3,8	2339	288	286	286	287	157470,6
19	4	2462	284	282	282	283	165758,5

Для наочності зміни коефіцієнта жорсткості, відтворимо його у графічному вигляді (рис. 7), по осі абсцис відкладаємо значення показника манометра, а по осі ординат коефіцієнт жорсткості.

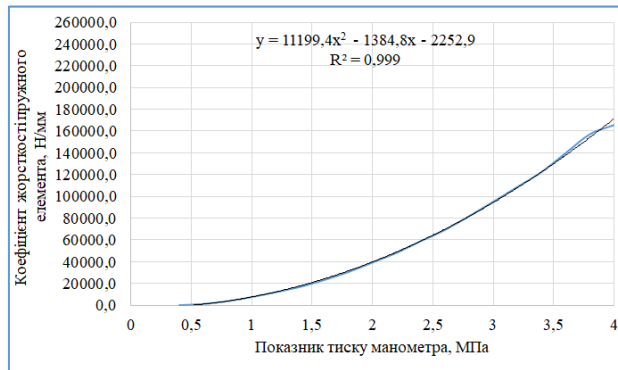


Рис. 7. Залежність зміни коефіцієнта жорсткості металевих пружних елементів задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

З рис. 7 бачимо, що коефіцієнт жорсткості змінюється за параболическою функцією, тому для підтвердження якості проведених вимірювань було прийнято рішення провести апроксимацію отриманих даних за квадратичною регресією.

Рівняння регресії має вигляд

$$y_i = a \cdot x^2 + b \cdot x + c \quad (1)$$

де a , b , c – коефіцієнти рівняння.

Для визначення коефіцієнтів використано систему рівнянь

$$\begin{cases} a \cdot \sum x_i^2 + b \cdot \sum x_i + n \cdot c = \sum y_i; \\ a \cdot \sum x_i^3 + b \cdot \sum x_i^2 + c \cdot \sum x_i = \sum x_i \cdot y_i; \\ a \cdot \sum x_i^4 + b \cdot \sum x_i^3 + c \cdot \sum x_i^2 = \sum x_i^2 \cdot y_i. \end{cases} \quad (2)$$

За (1)

$$a = 11199,4; b = -1384,8; c = -2252,9,$$

а отже рівняння набуде вигляду

$$y = 11199,4 \cdot x^2 - 1384,8 \cdot x - 2252,9. \quad (3)$$

Коефіцієнт кореляції знаходиться за формулою

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum (y_i - \bar{y})^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}}, \quad (4)$$

де

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum y_i. \quad (5)$$

Найпоширенішою мірою залежності між двома величинами є коефіцієнт кореляції Пірсона, який зазвичай називають просто «коефіцієнтом кореляції». Його знаходять шляхом взяття співвідношення коваріації двох розглянутих змінних числового набору даних і нормалізації квадратним коренем їх дисперсії. Математично коваріація цих двох змінних просто ділиться на добуток їхніх стандартних відхилень. Карл Пірсон розробив це співвідношення на основі подібних, але дещо відмінних ідей Френсіса

Гальтона. [15] Коефіцієнт кореляції Пірсона намагається встановити лінію, яка найкраще відповідає набору даних двох змінних, по суті, відображаючи очікувані значення. Отриманий коефіцієнт кореляції Пірсона [15] показує, наскільки фактичний набір даних відхиляється від очікуваного значення. Якщо існує певний зв'язок між змінними в наборі даних, це буде або негативна, або позитивна кореляція, залежно від знаку коефіцієнта кореляції Пірсона. Для значень таблиці 1 коефіцієнт кореляції дорівнює 0,9995. Коефіцієнт детермінації, R^2 , – статистичний показник, який використовується в статистичних моделях як міра залежності варіації залежної змінної від варіації незалежної змінної. Іншими словами, це чисельно вказує, скільки варіацій залежної змінної пояснюється моделлю. Вказує, наскільки добре отримані спостереження підтверджують модель, що відображено на рис. 7 – 12. Для рис. 7. коефіцієнт детермінації дорівнює 0,999, що говорить про високе співпадіння функції отриманої апроксимацією експериментальним даним.

Таблиця 2 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ($P_b=0,05$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

№ пп	Показники тиску манометра p , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання L , мм			Середнє значення лінійного розміру L , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	0,4	246	322	323	322	322	1230,88
2	0,6	369	317	318	317	317	3692,64
3	0,8	492	312	313	312	312	7385,28
4	1	615	307	308	307	307	12924,24
5	1,2	739	301	302	301	301	19201,728
6	1,4	862	296	297	296	296	25848,48
7	1,6	985	292	293	292	292	34464,64
8	1,8	1108	287	288	287	287	44311,68
9	2	1231	282	283	282	282	55389,6
10	2,2	1354	277	278	277	277	69052,368
11	2,4	1477	271	272	271	271	84192,192
12	2,6	1600	265	266	265	265	99208,928
13	2,8	1723	260	261	260	260	115456,544
14	3	1846	255	256	255	255	131088,72
15	3,2	1969	251	252	251	251	151644,416
16	3,4	2092	245	246	245	245	177862,16
17	3,6	2216	237	238	237	237	194971,392
18	3,8	2339	234	235	234	234	215157,824
19	4	2462	230	231	230	230	226481,92

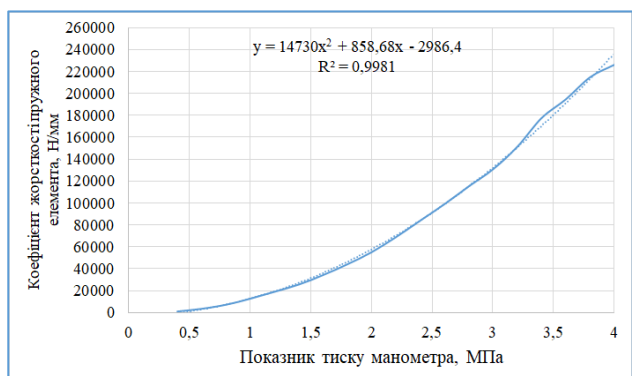


Рис. 8. Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ($P_b=0,05$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

Таблиця 3 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елементу ($P_B=0,1$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

№ пп	Показники тиску манометра p , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	0,4	246	322	323	322	322	0
2	0,6	369	322	323	322	322	0
3	0,8	492	322	323	322	322	984,704
4	1	615	320	321	320	320	3077,2
5	1,2	739	317	318	317	317	6646,752
6	1,4	862	313	314	313	313	17232,32
7	1,6	985	302	303	302	302	26587,008
8	1,8	1108	295	296	295	295	34341,552
9	2	1231	291	292	291	291	43080,8
10	2,2	1354	287	288	287	287	54158,72
11	2,4	1477	282	283	282	282	66467,52
12	2,6	1600	277	278	277	277	78407,056
13	2,8	1723	273	274	273	273	94777,76
14	3	1846	267	268	267	267	108932,88
15	3,2	1969	263	264	263	263	128011,52
16	3,4	2092	257	258	257	257	144382,224
17	3,6	2216	253	254	253	253	166168,8
18	3,8	2339	247	248	247	247	184755,088
19	4	2462	243	244	243	243	194479,04

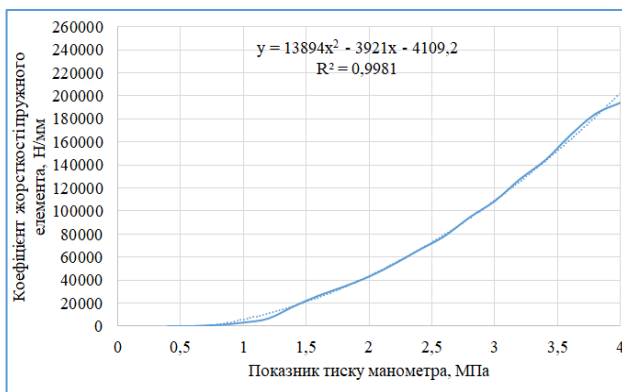


Рис. 9. Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елементу ($P_B=0,1$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

Таблиця 4 – Експериментальні дані коефіцієнта пружності пневматичного пружного елементу ($P_B=0,15$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

№ пп	Показники тиску манометра p , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	0,4	246	323	323	323	323	0,00
2	0,6	369	323	323	323	323	0,00
3	0,8	492	323	323	323	323	820,59
4	1	615	321	322	321	321	2256,61
5	1,2	739	319	320	319	319	4184,99
6	1,4	862	317	318	317	317	6605,72
7	1,6	985	315	316	315	315	10503,51
8	1,8	1108	312	313	312	312	14032,03
9	2	1231	310	311	310	310	20514,67
10	2,2	1354	306	307	306	306	27982,01
11	2,4	1477	302	303	302	302	36434,05
12	2,6	1600	298	299	298	298	44270,65
13	2,8	1723	295	296	295	295	52845,78
14	3	1846	292	293	292	292	62159,44
15	3,2	1969	289	290	289	289	74181,03
16	3,4	2092	285	286	285	285	85094,84
17	3,6	2216	282	283	282	282	94531,58
18	3,8	2339	280	281	280	280	111476,70
19	4	2462	275	276	275	275	117343,89

Для пневматичного пружного елементу, при різних тисках повітря в балоні, наведено лише табличні дані із графічними залежностями коефіцієнта жорсткості.

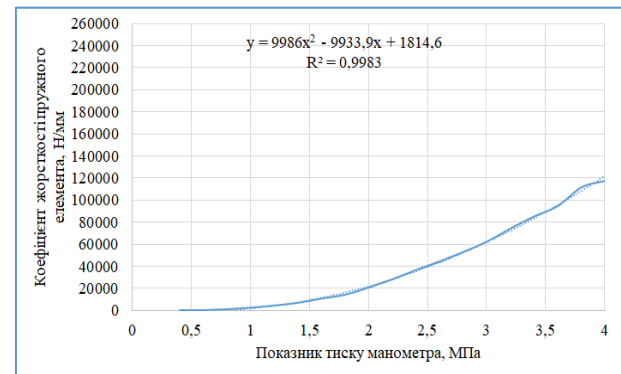


Рис. 10. Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елементу ($P_B=0,15$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

Таблиця 5 – Експериментальні дані коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елементу ($P_B=0,2$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

№ пп	Показники тиску манометра p , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	0,4	246	323	324	323	323	0,00
2	0,6	369	323	324	323	323	0,00
3	0,8	492	323	324	323	323	0,00
4	1	615	323	324	323	323	615,44
5	1,2	739	322	323	322	322	2215,58
6	1,4	862	320	321	320	320	3446,46
7	1,6	985	319	320	319	319	5908,22
8	1,8	1108	317	318	317	317	8862,34
9	2	1231	315	316	315	315	12308,80
10	2,2	1354	313	314	313	313	16247,62
11	2,4	1477	311	312	311	311	22155,84
12	2,6	1600	308	309	308	308	30402,74
13	2,8	1723	304	305	304	304	39634,34
14	3	1846	300	301	300	300	46158,00
15	3,2	1969	298	299	298	298	55143,42
16	3,4	2092	295	296	295	295	64867,38
17	3,6	2216	292	293	292	292	75329,86
18	3,8	2339	289	290	289	289	86530,86
19	4	2462	286	287	286	286	91085,12

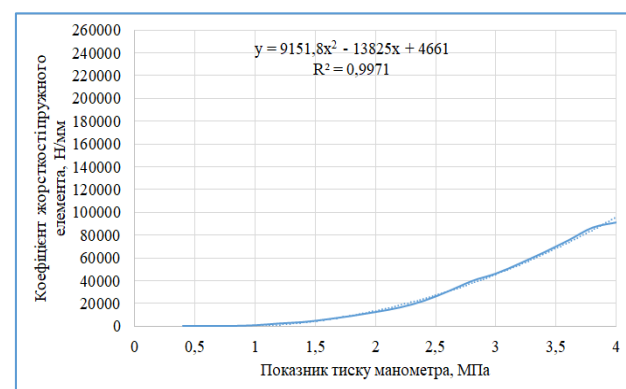


Рис. 11. Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елементу ($P_B=0,2$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

Таблиця 6 – Експериментальні дані коефіцієнта пружності пневматичного пружного елемента ($P_B=0,25$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

№ пп	Показники тиску манометра p , МПа	Значення зусилля пружного елемента F , Н	Зміна вертикальних лінійних розмірів за вимірювання l , мм			Середнє значення лінійного розміру l , мм	Коефіцієнт жорсткості k , Н/мм
			1-е	2-е	3-е		
1	0,4	246	323	324	323	323	0,00
2	0,6	369	323	324	323	323	0,00
3	0,8	492	323	324	323	323	0,00
4	1	615	323	324	323	323	0,00
5	1,2	739	323	324	323	323	738,53
6	1,4	862	322	323	322	322	1723,23
7	1,6	985	321	322	321	321	2954,11
8	1,8	1108	320	321	320	320	5538,96
9	2	1231	318	319	318	318	8616,16
10	2,2	1354	316	317	316	316	12185,71
11	2,4	1477	314	315	314	314	14770,56
12	2,6	1600	313	314	313	313	19201,73
13	2,8	1723	311	312	311	311	24125,25
14	3	1846	309	310	309	309	29541,12
15	3,2	1969	307	308	307	307	41357,57
16	3,4	2092	302	303	302	302	48127,41
17	3,6	2216	300	301	300	300	55389,60
18	3,8	2339	298	299	298	298	63144,14
19	4	2462	296	297	296	296	66467,52

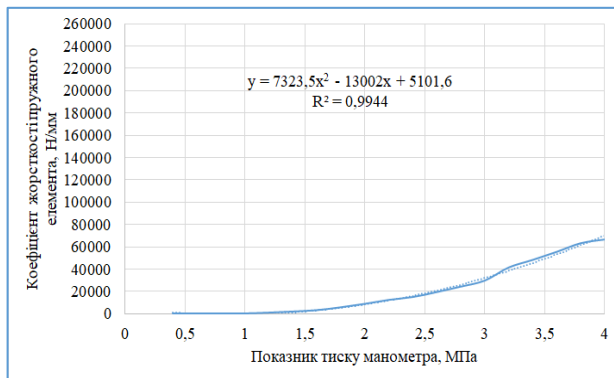


Рис. 12. Залежність зміни коефіцієнта жорсткості пневматичного пружного елемента ($P_B=0,25$ МПа) задньої підвіски автомобіля Opel Vivaro

Аналізуючи рис. 7–12 приходимо до висновку, що експериментальні дослідження виконано з високою точністю, про що свідчить значення коефіцієнта детермінації. Досліджуваний максимальний коефіцієнт жорсткості пневматичного пружного елемента

при відповідних показниках тисків на манометрі домкрату змінюється у довільній формі при будь-яких тисках у пневмобалоні і складає, наприклад, при тиску у 4 МПа на манометрі домкрату:

- при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 0,05 МПа $k=226481,9$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 0,1 МПа $k=194479$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 0,15 МПа $k=117343,9$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 0,2 МПа $k=91085,12$ Н/мм;
- при внутрішньому тиску пневматичного пружного елемента у 0,25 МПа $k=66467,52$ Н/мм;

На це безсумнівно впливають гістерезисні властивості гуми з якої виготовлено пневматичний пружний елемент та термодинамічні процеси стиску і розширення повітря в ньому.

Висновки

1. Отримані результати досліджень підтверджують ефективність використання пневматичних підвісок для всіх категорій автомобілів. Переобладнання підвісок автомобілів Opel Vivaro на пневматичні пружні елементи зумовлено старінням металевих пружних елементів, які під час експлуатації з часом просідають від навантаження і не забезпечують постійний дорожній просвіт. Окрім того, при використанні пневматичного пружного елемента типу рукав закручування з'являється можливість змінювати: кліренс, жорсткість та пружність підвіски лише зміною внутрішнього тиску пневмоелемента, що додатково створює комфортне перебування водія та пасажирів в автомобілі.

2. Характер зміни коефіцієнта жорсткості всіх досліджуваних пружних елементів задньої підвіски Opel Vivaro, мають не лінійну залежність. Зміна вказаного параметра відбувається за параболічною залежністю.

3. Досліджуваний максимальний коефіцієнт жорсткості пневматичного пружного елемента при відповідних показниках тисків на манометрі домкрату змінюється у довільній формі для всіх тисків у пневмобалоні.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- Бур'ян М.В. *Плавність руху автобусів у взаємозв'язку з характеристиками підвіски та сидінь*: автореферат дис. на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: спец. 05.22.02 Автомобілі та трактори. Львів, 2020. 21 с
- Наказ Мін-ва транспорту та зв'язку України від 12.04.2007 № 285 «Про затвердження Порядку визначення класу комфортності автобусів, сфери їхнього використання за видами сполучення та режимами сполучення та режимами руху».
- ДСТУ EN ISO 5349-2:2005 *Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину локальної вібрації. Частина 2. Практична настанова з вимірювання на робочому місці* (EN ISO 5349-2:2001, IDT)
- ISO 2631: *Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration, second ed.*, ISO – International Organization for Standardization, 1997.
- ДСТУ EN ISO 5349-1: 2005 *Вібрація механічна. Вимірювання та оцінювання впливу на людину вібрації. Частина 1: Загальні вимоги* (EN ISO 5349-1:2001, IDT).
- A. Goodarzi and A. Khajepour, "Vehicle suspension system technology and design," Synthesis Lectures on Advances in Automotive Technology, Morgan and Claypool Publishers, vol. 1, no. 1, pp i–77, California, CA, USA, 2017.
- P. Karimi Eskandary, A. Khajepour, A. Wong, and M. Ansari, "Analysis and optimization of air suspension system with independent height and sti9ness tuning," Int. Journal of Automotive Technology, vol. 17, no. 5, pp. 807–816, 2016.
- J.-J. Chen, Z.-H. Yin, X.-J. Yuan, G.-Q. Qiu, K.-H. Guo, and X.-L. Wang, "A re8ned sti9ness model of rolling lobe air spring with structural parameters and the sti9ness characteristics of rubber bellows," Measurement, vol. 169, Article ID 108355, 2021.

9. F. Löcken and M. Welsch, "The dynamic characteristic and hysteresis effect of an air spring," *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 20, no. 1, pp. 127–145, 2015.
10. R. Zhou, B. Zhang, and Z. Li, "Dynamic modeling and computer simulation analysis of the air spring suspension," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 36, no. 4, pp. 1719–1727, 2022.
11. L. Q. Sun, Z. X. Li, X. F. Shen, and J. Y. Zhu, "Simulation and test study on dynamic characteristic of air spring with auxiliary chamber," *Applied Mechanics and Materials*, vol. 341, pp. 391–394, 2013.
12. J.-J. Chen, Z.-H. Yin, S. Rakheja, J.-H. He, and K.-H. Guo, "Theoretical modelling and experimental analysis of the vertical stiffness of a convoluted air spring including the effect of the stiffness of the bellows," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers- Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 232, no. 4, pp. 547–561, 2018.
13. Z. Yin, J. Jiang, and W.-B. Shangguan, "Complex stiffness model of an air spring with auxiliary chamber considering inertial effects of gas in connecting pipeline," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers- Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 237, no. 1, pp. 145–158, 2023.
14. Opel Vivaro: веб-сайт. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Opel_Vivaro.
15. Карташов М. В. Імовірність, процеси, статистика. – Київ : ВПЦ Київський університет, 2007. – 504 с.

Received (Надійшла) 28.02.2025

Accepted for publication (Прийнята до друку) 07.05.2025

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ / ABOUT THE AUTHORS

Орисенко Олександр Вікторович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна;
Oleksandr Orysenko – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of Mechanical Engineering and Mechatronics, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine;
 e-mail: oleksandr.orysenko@gmail.com; ORCID Author ID: <https://orcid.org/0000-0003-3103-0096>;
 Scopus Author ID: <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=57215916720>.

Криворот Анатолій Ігорович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна;
Anatolii Kryvorot – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Mechatronics, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine;
 e-mail: anatoliikryvorot@gmail.com; ORCID Author ID: <https://orcid.org/0000-0001-5919-7352>;
 Scopus Author ID: <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=57217279936>.

Шаповал Микола Віталійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна;
Mykola Shapoval – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Mechatronics, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine;
 e-mail: myshapoval75@ukr.net; ORCID Author ID: <https://orcid.org/0000-0002-6943-7687>;
 Scopus Author ID: <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=57209207132>.

Рогозін Іван Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, Україна;
Ivan Rohozin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Mechatronics, National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Poltava, Ukraine;
 e-mail: ria.workbox@gmail.com; ORCID Author ID: <https://orcid.org/0000-0002-9052-4806>;
 Scopus Author ID: <https://www.scopus.com/authid/detail.uri?authorId=57216482840>.

The spring and pneumatic suspension vehicle Opel Vivaro elements stiffness coefficient research

Oleksandr Orysenko, Anatolii Kryvorot, Mykola Shapoval, Ivan Rohozin

Abstract. The study investigates the stiffness characteristics of the spring and pneumatic suspension elements of an N1 category vehicle - Opel Vivaro. The relevance of the topic is driven by the need to improve the ride comfort of the vehicle, which directly affects the comfort and safety of both the driver and passengers. Particular attention is paid to the comparison between a traditional coil spring and a rolling-lobe type pneumatic element, as alternative suspension components in the modernization of the rear suspension of the Opel Vivaro. An analysis of existing regulations regarding human exposure to vibration (DSTU, ISO, EN, etc.) is conducted, along with consideration of physiological criteria for assessing vehicle ride comfort. It has been established that optimal suspension stiffness should minimize vertical body accelerations in accordance with permissible vibration exposure thresholds. The methodology of the study is based on loading the elastic element using external forces, which are applied during testing via a hydraulic jack equipped with a built-in pressure gauge. In this context, stiffness is examined as a function of pressure, height, and the effective area of the working elements. All input parameters were obtained experimentally. It was determined that for both the metallic and pneumatic elastic elements, the relationship between the restoring force and deformation within the working range can be described by a parabolic law. The obtained data were approximated using quadratic regression with high accuracy, as indicated by the R^2 coefficient. As a result of the comparative analysis, it was found that the pneumatic element exhibits variable stiffness, allowing the suspension to better adapt to driving conditions. This improves ride comfort, reduces accelerations transmitted to the vehicle body, and enables ride height adjustment based on load. The metallic element has a simpler design but provides a lower level of comfort, particularly under variable loads and as the metal ages. The obtained results can be used in the modernization of existing vehicles, as well as in the development of new suspension designs incorporating adaptive pneumatic systems. The use of pneumatic elements is especially advisable for vehicles where comfort, stability, and flexibility in chassis tuning are of primary importance.

Keywords: metal elastic element, pneumatic elastic element, stiffness coefficient, Opel Vivaro, vehicle suspension.